№ 5. Warszawa, dnia 6 Maja 1924 r. Rok II.

TECHNIKA CIEPLNA

ORGAN STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE.

Obecny stan orki maszynowej.

Podał **T. Świeżawski.**dr. inż., Poznań.

Szybkim krokiem zbliżamy się do zrównania naszych stosunków walutowo-gospodarczych z zagranicą i upodobnienia życia ekonomicznego z czasami przedwojennemi. Wobec unormowania całokształtu przejawów życia gospodarczego zagadnienie orki maszynowej, wobec wzrostu kosztów robocizny i konieczności podniesienia intensywności w gospodarstwach rolnych staje się aktualne. Zagadnienie to nie było pomyślnie rozwiązane przed wojną, a i obecnie nie znajduje się ono w położeniu lepszem.

Pod ogólnem pojęciem orki maszynowej rozuiemym wykonywanie tej najcięższej i ilościowo wybitnej, bo czasami do 50% wszystkich czynności rolniczych stanowiącej pracy w gospodarstwie rolnem przez silniki nieżywe. Czynimy to w tym celu, aby albo zastąpić zwierzęta pociągowe i przyśpieszyć inne roboty gospodarcze, albo ażeby zmniejszyć ilość sprzężaju w odnośnem gospodarstwie rolnem i obszar roli potrzebnej do uprawy paszy dla zwierząt pociągowych, czasami wreszcie, aby przez głębszą, znacznie cięższą, niż normalna, orkę uzyskać grubszą warstwę ziemi uprawnej i dojść do większej wydajności z danego obszaru.

W tym celu zaczęto stosować na razie silniki parowe w postaci lokomobil i lokomotyw pod nazwą orki parowej. Dopiero później z rozwojem silników wybuchowych i automobilizmu zastosowano i te silniki ale już pod nazwą orki motorowej.

Wreszcie mamy również i orkę elektryczną, którą jednak celowo pominę w rozważaniu, bo wymaga przedewszystkiem założenia t. zw. okręgowych centrali elektrycznych, nielicznych dotychczas w Polsce.

Z przytoczonych poddziałów orki maszynowej jedynie *orka parowa* jest w chwili obecnej istotnie zastosowana do warunków pracy i jej wykonania. Rozpowszechniony obecnie, jako jedynie racjonalny system dwumaszynowy orki parowej nie tylko zastąpił pracę sprzężaju, ale orkę głębszą wykonywuje mniejszym kosztem i lepiej. Obie lokomotywy jeżdżą własną siłą tylko po brzegach pola oranego i wtedy tylko, kiedy nie pracują. Podczas orania wieloskibowym pługiem wahadłowym stoją one w miejscu i jako windy parowe całą rozporządzalną mocą przeciągają pługi między sobą, zużywając parę wytwarzaną podczas ciągnienia orzącego pługa i z okresu bezpośrednio poprzedzającego t. j. podczas przejazdu o podwójną szerokość orki odnośnym pługiem. Wreszcie należy podkreślić nadzwyczajnie korzystną i dla orki i dla maszyn właściwość pary w kotle i cylindrze, polegającą na znakomitem dostrajaniu się do znacznych zmienności i nierówności oporów ziemi podczas orki pługiem posuwistym.

Do obsługi orki parowej potrzeba jeszcze sporo sprzężaju do przywozu wody i węgla, jakkolwiek słabszego, równającego się zazwyczaj tylko około $^1/_4$ tej ilości, jakiej byłoby potrzeba przy dokonaniu orki na tym samym obszarze końmi lub wołami. Praca lokomotyw pługów parowych kalkuluje się wysoko wobec wysokich płac kwalifikowanej obsługi i znacznych, szczególnie obecnie, kosztów węgla, w możliwie dobrym gatunku ze względu na konserwację wyższą sprawność kotłów i lżejszy dowóz węgla na miejsce pracy. To też rozstrzygającą w sprawieniu garnituru pługa parowego jest możliwość wydatku zakładowego kapitału, wynoszącego przed wojną około 80,000 marek złotych, co pomimo to opłaca się przy zapewnieniu takiemu pługowi przestrzeni ponad 500 *ha* orek głębokich rocznie.

Skoro więc reforma rolna zabija w zasadzie to jedyne dotychczas naprawdę udatne rozwiązanie orki maszynowej, pozostają tylko spółki maszynowe sąsiadów o mniejszych obszarach rolnych, niż minimum dozwalające na korzystny wydatek kapitału odpowiadającego wartości zespołu pługa parowego, albo prywatne przedsiębiorstwa orki parowej, specjalnie w tym celu zakładane i najczęściej b. zyskowne.

Przy stosowaniu orki maszynowej w mniejszych gospodarstwach rolnych, chcących samoistnie posiadać zespoły mniej kosztowne w sprawieniu i w ruchu, miała i ma dopomóc *orka motorowa.* Dążenia w tym kierunku sięgały początkowo projektów idealnych, całkowitego zastąpienia konia żywego koniem żelaznym, dotychczas jednak bez dodatnich wyników, bo usiłowania takie kroczą przeważnie fałszywą drogą. Przedewszystkiem w samej zasadzie dostosowywanie mocy szybkobieżnego silnika samochodowego do zmiennych oporów orki uważać należy za nieszczęśliwy pomysł, gdyż silnik wybuchowy nie znosi przeciążenia i reaguje na nie znacznem zmniejszeniem swojej mocy albo przerwaniem ruchu. Pług posuwisty pokonywuje opory daleko sprawniej przez łagodniejsze, a więc powolniejsze podważanie ciężkiej i zwartej skiby, aniżeli pług motorowy przez szarpanie podczas jednostajnego ruchu silnika wybuchowego. Silnik wybuchowy znamionuje się właśnie stałym rytmem pracy, podczas gdy pług posuwisty, ekonomicznie orzący, nie może być rytmiczny. Zbyt pochopne dążenia do ideału skierowały też w początku orkę motorową na fałszywe tory przez zastosowanie wielkich ciągówek (traktorów), t. j. pociągu bezpośredniego „konia żelaznego" po roli,

niby to analogicznie do konia żywego, zapoznając w zasadzie fakt, że ruch żywego sprzężaju po roli wcale nie jest idealne ani rolniczo ani ekonomicznie. Niezorjentowano się też należycie w stosunku do pracy na roli, że samochód ciężarowy jest ekonomicznym w ruchu przez szybkość przenoszenia się z ciężarem, co staje się możliwem dzięki dostatecznej adhezji kół na bitych i możliwie niespadzistych drogach. Z chwilą, kiedy z ciężarem wozu 10-tonowego lub choćby, obecnie przy małych pługach motorowych tylko 2-tonowego wjedziemy na miękką rolę nawet przy kołach dostatecznie wielkich i szerokich, stałe i znaczne zapadanie się kół sprawi, że wóz będzie jechał stale jakby po spadku od 50 do 100 na tysiąc ($^0/_{00}$) z szybkością przeciętnie 1 m. na sekundę (podczas pracy). Samochód ciężarowy stał się tu ciągówką, mającą do pokonania znaczne opory, chociaż wiadomo, że nawet po bitych drogach samochód nie może ciągnąć ani wielu ani zbyt ciężkich przyczepek, jeśli ma zachować swoje walory. Na dobitek złego moc silnika musi się przenosić przez adhezję kół bardzo skłonnych do poślizgu na roli nawet mimo ostrogi, względnie łapacze, założone na obwodach kół i mające przeciwdziałać poślizgowi. I właśnie wtedy ślizgają się koła po roli najwięcej, kiedy opór orki zwiększy się chwilowo, to znaczy że wtedy, kiedy potrzebujemy więcej siły, raptem maleje ona o połowę lub nagle znika. To też wielkie ciągówki motorowe pracowały względnie dobrze zaraz po powstaniu w Ameryce, na ziemiach jeszcze dziewiczych, dających dobrą adhezję. Jednak po licznych demonstracjach, konkursach i próbach uświadomiono sobie, że ze stanowiska rolnika sprawa wypada niekorzystnie, bo zgniatanie roli ciężkiemi ciągówkami jest tak znaczne, że odwalone pługiem bryły dają jeszcze wiele pracy i często można było po słabszych wschodach zboża zauważyć niekorzystny wpływ kół ciągówki. Mechaniczna niesprawność pracy ciągówek objawiła się również w kalkulacji kosztów ruchu, gdyż wydatek na samą benzynę przenosił 40% wszystkich innych wydatków wraz z uwzględnieniem kosztów amortyzacji i oprocentowania. Ostateczny zaś bilans orki motorowej przed wojną wykazał pośrednią jedynie opłacalność dzięki pewnemu uniezależnieniu się od pory dnia i nocy i możliwości chwilowego nadmiernego użycia pługa motorowego dla wyzyskania czasu, nie pozwalając jednak bynajmniej na zredukowanie sprzężaju.

Nie zmieniając zasadniczo systemu, Ameryka usiłowała usunąć najważniejsze wady orki motorowej.

Przeciw ugniataniu stosowano wysokie i szerokie koła napędowe tak dalece, że nie dosięgano ciśnienia 2 kg./cm². Przeciw poślizgowi i przeciw ugniataniu stosowano czasami znany już dawniej, ale niewyzyskany napęd gąsienicowy, poprawniej nazwany czołgowym. Istotnie poślizg bez używania ostróg znikł prawie zupełnie czyli przeniesienie mocy silnika na pociąg pługa orzącego działa tu dostatecznie pewnie. Osiągnięto również nadzwyczajne obniżenie nacisku jednostkowego, do 0,7 kg./cm.² i poniżej można więc było bez szkody dla struktury roli przejeżdżać po polu przygotowanem nawet pod siew. Niespodziewanie jednak ujawnił się inny ujemny wynik przejazdu czołga po roli. O ile mianowicie nawierzchnia była wilgotna, ugniecenie objawiało się daleko niższym wzrostem i mniejszą wydajnością zboża na śladach czołgów. Na razie nie umiano znaleść wytłómaczenia. Najprawdopodobniej przyczyna polega na tem, że miękka rola po szybkiem (około $^1/_6$ sekundy) przejechaniu koła, choćby z większym naciskiem jednostkowym, może jeszcze sprężyście odstać, odetchnąć, gdy po dłużej trwającym (całą sekundę) choćby mniejszym nacisku jednostkowym łańcucha czołgowego, ugrupowanie cząstek nawierzchni pozostaje ujemnie i trwale odkształcone.

W każdym razie na suchym gruncie *caterpiller* t. j. napęd czołgowy, dostosował się do warunków pracy na roli o wiele korzystniej, niż zwykłe ciągówki, pomimo podwyższonej mocy silnika do 80 KM. i ciężaru całego traktora dochodzącego do 11 ton.. Wobec rozłożenia ciężaru na znaczną powierzchnię przylegania czołgu podwyższenie mocy silnika było zupełnie racjonalne, aby jednym przejazdem przerobić 6-cio do ośmiu—skibową szerokość orki, mając znaczniejszą rezerwę mocy.

Równolegle z powyższemi ulepszeniami niemiecki fabrykant *Stock* wprowadził nową ideę do orki motorowej. Przeciwstawił luźnym, niesztywnym połączeniom amerykańskich ciągówek z zespołem pługów, układ całości sztywny, umieszczając na wspólnej ramie nośnej wozu i silnik i zespół pługów. Przez to wyzyskał on dla adhezji kół napędowych nietylko wagę zespołu korpusów płużnych, ale nawet ciężar—i to znaczny—odkładanych skib. *Stock* popełnił jednak kardynalny błąd, wjeżdżając jednem z dwóch wielkich kół popędowych w bruzdę i ugniatając dotkliwie nawierzchnię podglebia zwykle trochę wilgotniejszą i podatniejszą do zgniecenia, niż warstwa uprawna, tembardziej, że szerokość obręczy takiego koła w bruździe nie może być szersza od szerokości płytkiej skiby, t. j. maximum 20 cm. Uczynił to w dążeniu do zmniejszenia ciężaru całości, który istotnie zredukował do 5600 kg, rozłożonych prawie w zupełności na oba koła napędowe, przy zastosowaniu mało co słabszego od ciągówek amerykańskich silnika, mianowicie o mocy 50 KM przy pięciu odkładnicach płużnych. Dzięki przemyślanej w każdej części konstrukcji i wykonaniu bez zarzutu, *Stock* rozpowszechnił swoje pługi motorowe dosyć znacznie i znalazł wielu naśladowców swego systemu w Niemczech, Austrji i Czechach, nie zawsze jednak odpowiadających pierwowzorowi i w budowie i w wykonaniu. Niektóre fabryki, jak „Praga“ w Pradze, usiłowały usunąć drugi kardynalny błąd układu sztywnego a mianowicie nierównomierną (schodkową) głębokość poszczególnych bruzd w kierunku podłużnym i poprzecznym przez dobudowanie drugiej ramy do umocowania korpusów płużnych, zawieszonych na pierwszej zawiasowo. Nie wiele to jednak pomogło, pomimo znacznego zwiększenia martwej wagi. Inny naśladowca, Komnick z Elbląga, zastosował silniejszy silnik (do 100 KM), aby zwiększyć szybkości ruchu mało przewyższając prędkość postępu pługów sprzężajowych. Wady fabrykacyjne nie pozwoliły jednak wypróbować korzystnej zmiany. Wytwórnia „Akra“ w Kyffhäuser-Hütte wyjechała swym sztywnym układem z bruzdy, ale wobec zwiększenia wagi (7000 kg) i wadliwości wyrobu nie znalazła powodzenia. Wszystkie pługi sztywne, jak również systemu półsztywnego, t. zw. z zawiasowem połączeniem ram pod silnikiem i nad kołami z ogonem zespołu pługów, wykazywały podobnie do amerykańskich ciągówek bardzo wysoki wydatek paliwa, zupełnie niewspółmierny w stosunku do skutków pracy. Trzeźwi, bezstronni i prowadzący ścisłą rachunkowość gospodarze średnich obszarów, na których opłacało się jeszcze sprawienie Stocka, doznawali bardzo miernej pomocy z pługa motorowego w całokształcie obróbki ziemi. Pozatem rolnicy mogli być jako tako zadowoleni chyba tylko z pługa motorowego „Praga“ przy stosowanin go na lekkich ziemiach dzięki mocy silnika wynoszącej 40 K.M. przy 5-skibowym zespole.

Na tym początkowym stopniu rozwoju pługów motorowych, dalekich od doskonałości i właściwie niezastosowanych jeszcze do istotnych potrzeb rolnictwa, zastała je wojna, która odebrała mnóstwo koni z warsztatu rolnego. Rolnictwo zaś miało właśnie dawać chleba więcej niż normalnie, szczególnie po stronie mocarstw centralnych. Odnośni fachowcy, rolnicy i fabrykanci pługów motorowych, nieświadomi wad dotychczasowych konstrukcyj tych pługów, i jeszcze mniej orjentujące się w tej sprawie władze cywilne i państwowe, rzuciły się do użytkowania pługów motorowych, budując je w przyśpieszonem tempie, z gorszego materjału, bo lepszy był potrzebny na froncie, przy gorszej, niewykwalifikowanej, dorywczej obsłudze. Rozpowszechniono orkę motorową, nie bacząc na następstwa i niezważając na zupełną nieopłacalność tych potworów orzących pomimo dorywczych, całkiem nikłych korzyści. Z chwilą zaś zawarcia pokoju wiele fabryk produkujących dla wojny, poszukiwało produkcji w celu zajęcia swych warsztatów i pod wrażeniem rzekomego rozpowszechniania się pługów motorowych wobec braku koni do pracy na roli, skwapliwie podjęło

się wyrobu takich pługów, nie mając czasu do rzetelnego przekonstruowania pługów, ani doświadczenia w zakresie praktycznego ich stosowania. Ponieważ zaś każdej fabryce nowoczesnej opłaca się przedewszystkiem masowa fabrykacja, rzucono hasło stosowalności pługów motorowych w drobnych nawet gospodarstwach rolnych, a zatem budowy małych agregatów w myśl zastąpienia konia żywego koniem żelaznym. Zasypano więc rynek całą masą przeważnie małych pługów motorowych, w Ameryce ciągówek, a w Europie systemów sztywnych dwu i trzyskibowych. Popyt jednak nie był zbyt wielki i zanikł prawie zupełnie z powodu małej mocy tych pługów i małej rezerwy mocy na dwie czy trzy skiby. Pozatem wskutek ogólnego i bezwzględnego podrożenia materjałów pędnych dla silników wybuchowych wobec coraz wydatniejszego ich użycia na okrętach handlowych i wojennych praca tych silników wybitnie podrożała. Wydatek na samą benzynę, albo na odparafinowaną naftę (kerozynę) dochodzi przy obecnych pługach motorowych do 70 i 80% kosztów ogólnych. Skoro wreszcie ilość potrzebnego sprzężaju doszła szybko do przedwojennego stanu, konieczność sprawiania tak niedoskonałych i kosztownych w ruchu maszyn zmalała do zera, a ochoty do eksperymentowania na prywatny koszt brak. W konsekwencji odnośne fabryki europejskie bankrutują lub zmieniają przedmiot fabrykacji, towar zaś niewykupiony oferują na wschód. Nawet Ford zawiódł się na swoim synie, bo Fordsonem nazwał swoją dwuskibową masowo produkowaną ciągówkę, którą zaopatrzył w największą wobec konkurencji szybkość postępu, naturalnie do przejazdu, a nie do orki, obarczył licznemi zasadniczemi błędami, jak niskie koła adhezyjne, umieszczenie koła bruzdowego w skibie, termosyfonowe, niedostateczne chłodzenie, przeniesienie napędu ślimakiem i t. p. (d. n.)

Para przegrzana i jej zastosowania.

Podał I. Dąbrowski. Inż. Stow. Doz. Kotłów w Warszawie.

Jeżeli weźmiemy 1 kg pary suchej nasyconej z kotła, wprowadzimy tę parę do połączonego z kotłem naczynia zwanego przegrzewaczem pary i zaczniemy ją tam ogrzewać, to zacznie wzrastać objętość i temperatura pary, czyli jak się powszechnie mówi para zacznie się przegrzewać, a ciśnienie jej pozostaje przytem bez zmiany.

Tabl. I. Temperatura, objętość właściwa i waga pary.

Stan pary	para nasycona	para przegrzana	para przegrzana
Temperatura pary	132,8°C	200 C	300°C
Objętość właściwa m³/kg.	0,616 m³	0,718 m³	0,884 m³
Wzrost objętości %. .	0%	16,6%	43,5%
Ciężar właściwy w kg/m³	1,6224 kg	1,3926 kg	1,1312 kg
Spadek wagi w % . .	0%	14,2%	30,3%

Zestawienie powyższe oparte jest na tablicach prof. Mollier'a. Wynika zeń, że w miarę wzrostu temperatury pary przegrzanej zwiększa się jej objętość właściwa i spada ciężar właściwy.

Ponieważ dla wytworzenia pary przegrzanej należy dodatkowo podgrzewać parę nasyconą, wartość cieplna 1 kg pary przegrzanej powinna być przy danem ciśnieniu wyższa od wartości pary nasyconej i tem wyższa, im wyższe jest przegrzanie pary.

Tabl. II. Wartość cieplna w jednostkach cieplnych (kal/kg) przy 2 at. nadciśnienia.

woda przy 0°	woda wrząca pod ciśn.	para nasycona	para przegrzana do 200°C	parą przegrzana do 300°C
0	133,9	652	686,5	735,9

na wytworzenie więc wody wrzącej pod ciśnieniem 2 at. zużywamy 133,9 kal.

na przetworzenie tej wody w parę nasyconą potrzeba dodatkowo 518,1 kal.

na przegrzanie do 200°C t. j. o 67,2°C — 34,5 kal. a do 300°C, t. j. o 167,2°C—83,9 kal.

Jeżeli zastosujemy wytworzoną parę do celów ogrzewalnych, to para nasycona zacznie oddawać cieplik parowania i przy nadciśnieniu 2 at., jeden kg takiej pary odda 518,1 kal. ,skraplając się jednocześnie na wodę, która zawierać jeszcze będzie 133.9 kal. Przy stosowaniu natomiast do celów ogrzewalnych pary przegrzanej para ta musi oddać najpierw ciepło przegrzania czyli jak w naszym przykładzie 34,5 względnie 83,9 kal. i dopiero gdy przejdzie w stan nasycenia oddawać zacznie cieplik parowania, t. j. 518,1 kal., razem więc 552,6 kal. względnie 602 kal. a więc więcej niż może oddać para nasycona.

Aczkolwiek wartość cieplna 1 kg pary przegrzanej w miarę podnoszenia się jej temperatury wzrasta, to jednakże wartość cieplna jednostki objętościowej pary przegrzanej będzie tem mniejsza im wyższa będzie temperatura tej pary.

Tabl. III. Wartość cieplna 1 m³ pary przy 2 at nadciśnienia.

para nasycona	para przegrzana do 200°C	para przegrzana do 300°C
1057,8 kal.	956,1 kal.	832,4 kal.

Uświadomienie sobie tego zjawiska posiada poważne znaczenie przy stosowaniu pary przegrzanej do zagrzewania i gotowania.

Suchą parę nasyconą można przetworzyć w parę przegrzaną bądź przez ogrzanie, bądź przed powiększenie jej objętości. Para przegrzana jest rzadsza od pary nasyconej w tej samej temperaturze. W atmosferze pary przegrzanej ciecz może jeszcze parować, w atmosferze pary nasyconej nie jest to już możliwe. P a r a p r z e g r z a n a z a c h o w u j e s i ę p o d k a ż d y m w z g l ę d e m j a k g a z, t. j. jak np. powietrze, wodór, tlen i t. p., za tą jedynie różnicę, że prężność gazów można zwiększać nieograniczenie, przez silne ściskanie gazów, gdy prężność pary przegrzanej przestaje wzrastać z chwilą, gdy wskutek zgęszczenia staje się ona parą nasyconą.

Ściśliwość pary przegrzanej podlega w przybliżeniu prawu Boyle'a. Objętość pewnej masy pary zmniejsza się tyle razy, ile razy ciśnienie się powiększa, przy zachowaniu stałej temperatury pary. W pobliżu jednak stanu nasycenia zjawiają się znaczniejsze odchylenia od tego prawa i w tych warunkach para jest cokolwiek łatwiej ściśliwa, aniżeli gaz doskonały, podlegajacy ściśle prawu Boyle'a.

Przy rozszerzaniu się para przegrzana stosuje się również w przybliżeniu do prawa Charle'a i Gay Lussac'a a jej spółczynnik rozszerzalności nie różni się wiele od liczby 1/273. I pod tym względem znaczniejsze odchylenia zjawiają się w pobliżu stanu nasycenia, t. j. wówczas, gdy para przegrzana posiada większą gęstość.

Ponieważ własności fizyczne pary przegrzanej są wielce zbliżone do własności gazów pozostaje nam wy-

jaśnić najważniejszą dla techniki cieplnej sprawę, czy para przegrzana jest równie dobrym jak para nasycona przewodnikiem ciepła, czy też gorszym i w jakim stopniu.

I pod tym względem pewne ogólne wskazówki daje nam fizyka, która uczy, że najgorszemi przewodnikami ciepła są gazy, zwłaszcza gdy zalegają w przestrzeniach, w których krążenie jest utrudnione, co ogranicza przenoszenie się ciepła.

Przy zbliżonych do gazów własnościach, para przegrzana i w kierunku przewodnictwa ciepła zachowuje się podobnie jak gazy, np. powietrze, tlen i t. p. Ustaliło się przekonanie, że para przegrzana jest złym przewodnikiem ciepła. Własność ta i inne ogólne własności pary przegrzanej zostały znakomicie wyzyskane w technice budowy maszyn i turbin parowych.

Para nasycona jako zródło energji motorycznej stosowana jest coraz rzadziej, gdyż para przegrzana daje zbyt wybitne korzyści. Im wyższe przytem przegrzanie tem oszczędność jest większa. W badaniach porównawczych przeprowadzonych nad turbiną pracującą przy nadciśnieniu 12 at., zasilano turbinę parą nasyconą i przegrzaną. Okazało się, że każde 6,7°C przegrzania daje 1% oszczędności na parze.

Para przegrzana uratowała niewątpliwie istnienie maszyn parowych i utorowała drogę do świetnego rozwoju turbin parowych.

O ile kwestja stosowania pary przegrzanej jako źródła energji motorycznej jest dzisiaj już zupełnie bezsporną i została całkowicie przesądzona na korzyść pary przegrzanej, o tyle znów kwestja stosowania pary przegrzanej do zagrzewania i gotowania cieczy budzi ciągle jeszcze szereg wątpliwości ze strony techników cieplnych na całym świecie.

Przy zagrzewaniu cieczy stosowane są dwa sposoby, a mianowicie ogrzewanie bezpośrednie i ogrzewanie pośrednie przez t. zw. powierzchnie ogrzewalne.

Ogrzewanie bezpośrednie polega na wprowadzaniu pary wprost do danej cieczy. Stosowanie pary przegrzanej w tym wypadku może być korzystniejsze od nasyconej, gdyż kilogram pary przegrzanej przy danem ciśnieniu posiada większą wartość cieplną od takiej samej ilości pary nasyconej. Wobec tego para przegrzana skraplając się i mieszając z ogrzewaną cieczą mniej ją rozrzedzi niż para nasycona. Na zasadzie bowiem tablicy II, 1 kg pary nasyconej pod ciśnieniem 2 at oddać może do 652 j. c. i rozrzedzi płyn o 1 litr. Dla doprowadzenia takiej samej ilości kal. przy pomocy pary przegrzanej do 300°C wystarczy: $\frac{652}{735,9} = 0,885$ litra, t. j. o 11,5% mniej, co nieraz ma duże znaczenie.

Szczególnie często stosujemy wysoko przegrzaną parę do destylacji cieczy wrzących przy wysokiej temperaturze. Do takich celów służy zazwyczaj para przegrzana do 200—350°C pod ciśnieniem 1 at. abs.

Ogrzewanie pośrednie polega na tem, że do naczynia w którem ma być zagrzana lub gotowana ciecz wprowadza się parę do przestrzeni oddzielonej od cieczy ścianką metalową czyli t. zw. powierzchnią ogrzewalną, t. j. przewodnikiem, który odbiera ciepło od pary, przewodzi je przez siebie i następnie oddaje cieczy zagrzewanej. Przez powierzchnię ogrzewalną odbywa się t. zw. „ruch ciepła“ zachodzący w naszym wypadku od pary ogrzewającej do cieczy zagrzewanej lub wrzącej.

Miernikiem „ruchu ciepła“ jest szybkość ogrzewania, która zależy od wielu czynników, jak np. od ciśnienia i temperatury pary ogrzewającej, od rodzaju materjału użytego na powierzchnię ogrzewalną (miedź, mosiądz, żelazo) i od grubości ścianek, od czystości tej powierzchni (osady od strony pary ogrzewającej, np. smar cylindrowy przy ogrzewaniu parą powrotną z maszyn tłokowych, osady od strony cieczy), oraz od szybkości przepływu pary ogrzewającej i cieczy ogrzewanej.

Nie będziemy tu rozpatrywali wszystkich tych czynników, wpływających na mniejszy lub większy „ruch ciepła“ przez powierzchnię ogrzewalną i poprzestaniemy na rozpatrzeniu ciekawego ze stanowiska techniki cieplnej pytania, a mianowicie: czy stosując parę do zagrzewania i gotowania pośredniego cieczy można stosować z pożytkiem parę przegrzaną, czy też należy oddać bezwzględnie pierwszeństwo parze nasyconej.

Stosowanie pary przegrzanej do zagrzewania i gotowania cieczy przez powierzchnię ogrzewalną jest bezspornie korzystne jedynie wtedy, gdy rozporządzamy znacznemi ilościami wysoko przegrzanej pary o niskiem ciśnieniu i pragniemy doprowadzić do parowania ciecz o wysokiej temperaturze wrzenia, wyższej od temperatury pary nasyconej przy stosowanem ciśnieniu. W takich wypadkach para przegrzana nie powinna być doprowadzona do stanu nasycenia i w stanie przegrzanym opuszcza powierzchnię ogrzewalną. Ten sposób wymaga znacznych ilości pary przegrzanej, gdyż para traci tu w zetknięciu się z powierzchnią ogrzewalną część jedynie swego ciepła przegrzania. Do wytworzenia takiej pary zużyć trzeba znaczną ilości ciepła.

Np. 1 kg pary przegrzanej, posiadającej temperaturę 300°C pod ciśnieniem 1 at abs. opuszczając powierzchnię ogrzewalną przy temperaturze 150°C oddał cieczy wrzącej zaledwie 70,8 kal. Wartość zaś cieplna 1 kg tej pary wynosiła 734,5 kal. Gdybyśmy 1 kg takiej pary odprowadzali z powierzchni ogrzewalnej nie w postaci pary przegrzanej lub nasyconej, lecz w postaci wody przekroplonej pod ciśnieniem 1 at abs., ilość oddanego ciepła wynosiłaby 634,9 kal., t. j. prawie dziewięć razy więcej. Zużylibyśmy więc dziewięć razy mniej pary ogrzewającej.

Rozpatrzymy teraz bardzo często powtarzający się w praktyce wypadek, a mianowicie, czy należy stosować parę przegrzaną do pośredniego zagrzewania i gotowania cieczy, o ile para w przestrzeni ogrzewającej znajduje się w stanie względnego unieruchomienia, a świeże dawki pary wchodzą jedynie w miarę skraplania się pary na powierzchniach ogrzewalnych. Dzieje się tak o ile para napływająca do przestrzeni ogrzewającej może być z niej odprowadzana jedynie pod postacią wody przekroplonej a nie pod postacią mniej lub więcej ochłodzonej pary. W stanie przegrzania para zachowuje się na podobieństwo gazów i posiada niski stosunkowo spółczynnik przewodnictwa. Pozatem dopóki para taka nie przejdzie w stan nasycenia oddawać może taką tylko ilość ciepła, jaką wchłonęła podczas jej przegrzewania. Z takich mniej więcej i z innych jeszcze powodów twierdzono dotąd powszechnie, że para przegrzana mniej się nadaje do pośredniego zagrzewania, odparowywania i gotowania cieczy od pary nasyconej. Para ta musi przedewszystkiem przejść w stan nasycenia, co odbywa się względnie powoli, i dopiero potem zaczyna się skraplać. Całkowita przemiana pary przegrzanej na wodę wymaga więcej czasu niż skraplanie się pary nasyconej.

Pogląd ten znalazł dość znaczne rozpowszechnienie i przyjął się przedewszystkiem w Niemczech. Twierdzą tam, że para przegrzana wymaga znacznie większych powierzchni ogrzewalnych i to powierzchni tem większych, im wyższe jest przegrzanie pary przy danem ciśnieniu. Niektórzy badacze niemieccy w osobie np. H. Claassen'a twierdzą nawet, że para wysoko przegrzana nie nadaje się zupełnie do zagrzewania, odparowywania i gotowania cieczy w aparatach wyparnych.

Wywody Claassen'a oparte są na przeprowadzonych przez niego doświadczeniach, które dały dla pary przegrzanej bardzo ujemne wyniki. Aparat doświadczalny składał się z zamkniętego, żelaznego naczynia cylindrycznego starannie zaizolowanego i zaopatrzonego w odpowiednie przyrządy do obserwacji i pomiarów. Powierzchnię ogrzewalną stanowiła wężownica 45 mm średnicy i ok. 3500 mm długości, co stanowi 0,5 m². powierzchni ogrzewalnej. Wężownica była umieszczona w pobliżu dna naczynia.

Aparat ten służył do przeprowadzenia badań porównawczych i określenia spółczynników przewodnictwa. Wyniki badań przedstawia tablica IV.

Tabl. IV. Wyniki badań H. Claassen'a.

Temperatura pary ogrzewającej	Przegrzanie pary	Temperatura wrzenia wody ogrzewanej	Różnica temperatur	Spółczynnik przewodnictwa
		A. Para nasycona		
100°C		63°C	37°C	49,2
100,1°C		60,9°C	39,2 C	45,3
		B. Para przegrzana		
101,1°C	1,1°C	68°C	32°C *)	43,0
104,1°C	4,6°C	64,5°C	35°C	22,6

Claassen otrzymał więc, jak widzimy, dla słabo przegrzanej pary bardzo niekorzystne wyniki, skoro przy przegrzaniu pary zaledwie o 4,6°C. spółczynnik przewodnictwa ciepła zmniejszył się przeszło dwukrotnie.

Do wręcz odmiennych wyników doszedł badacz francuski E. Saillard, który wywody swoje opierał na badaniach przeprowadzonych w ciągu dwóch kampanij cukrowniczych w cukrowni Marle. Do badań służył stojący aparat wyparny systemu Pauly-Greiner ze stalowemi rurkami o powierzchni ogólnej 130 m².

Tabl. V. Wyniki badań E. Sailard'a.

Temperatura pary ogrzewającej	Przegrzanie	Temperatura wrzenia soku	Różnica temperatur *)	1 m. kw. pow. ogrzew. odparował na 1 godz. i na 1°C spadku temperatury	Spółczynnik przewodnictwa ciepła
133,3°C	para nasycona	113,2°C	20,1°C	4,2 litrów	38,3
211,5°C	84,8 C	111,4°C	15,3°C	4,4 litrów	40,3
231,7°C	101,2°C	112,7°C	17,8°C	4,5 litrów	41,1

Saillard przeprowadzał jedno doświadczenie z parą nasyconą dwa z parą wysoko przegrzaną.

Przy zastosowaniu pary przegrzanej o 101,2°C osiągnął zatem Saillard zwiększenie odparowania o 6,67% w stosunku do pary nasyconej, co ma znaczenie niewielkie szczególniej, jeżeli uwzględnimy znaczenie większą różnicę temperatur pomiędzy parą ogrzewającą a temperaturą soku. Różnica ta w istocie wynosiła nie 130,5 — 112,7 czyli 17,8°C, lecz: 231,7 — 112,7 czyli 119°C i była prawie sześć razy większa niż w wypadku pary nasyconej (20,1°C).

Przy obliczaniu spółczynników przewodnictwa ciepła przyjęto dla wszystkich prób temperatury pary nasyconej, nie zaś przegrzanej, odpowiednio do ciśnienia pary w przestrzeni parowej,—a to dla łatwiejszej orjentacji przy porównywaniu wyników. Jeżeli zastosujemy tutaj ściśle brzmienie pojęcia o spółczynniku przewodnictwa ciepła, pod którem rozumiemy tę ilość ciepła w ciepłostkach, które przechodzi przez 1 m². powierzchni ogrzewalnej na minutę i 1°C różnicy temperatur, to badania Saillard'a dadzą wyniki wprost ujemne. Spółczynnik przewodnictwa ciepła dla pary przegrzanej od 130,5°C do 231,7°C, a więc o 101,2°C wyniósłby wówczas nie 41,1 lecz właściwie:

$$\frac{41{,}1 \times (130{,}5 - 112{,}7)}{231{,}7 - 112{,}7} = 6{,}15$$

a zatem 6,68 razy mniej.

Spółczynnik przewodnictwa ciepła dla pary słabo przegrzanej badanej przez Claassen'a (tabl. IV) wyniósłby nie 22,6, lecz właściwie:

$$\frac{22{,}6 \times (99{,}5 - 64{,}5)}{104{,}1 - 64{,}5} = 20$$

co stanowi wielkość przeszło trzykrotnie wyższą od cyfry Saillard'a dla pary wysoko przegrzanej.

(d. n.)

Niektóre przepisy „Hamburskich Norm Kotłowych" a wytrzymałość materjałów. **)

Podał **Z. Klębowski.** Inż. Stow. Dor. Kotłów w Warszawie.

W celu wyraźniejszego przedstawienia dalszych rozumowań, dotyczących szwów z pojedyńczą łubką— przedstawiono na rysunku 3 w przybliżeniu zasadnicze wyniki doświadczeń Deiber'a bez uwzględnienia wpływów okoliczności mniejszej wagi lub przypadkowych, w danym wypadku nas nie interesujących, dla szwu dwurzędowo [3]) nitowanego w narzutkę, przyjmując

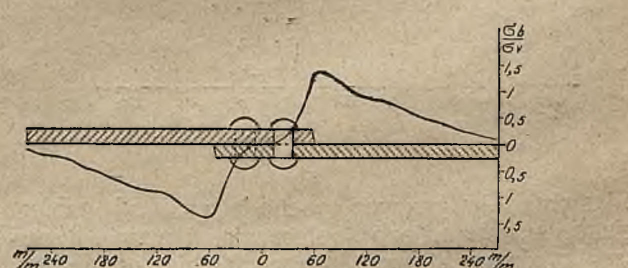
$$\sigma_{b\ maks} = 1{,}4\sigma_v$$

oraz przecięcie się linji $\frac{\sigma_b}{\sigma_v}$ z osią poziomą t. j. $\sigma_b = 0$ na odległości 300 *mm* od środka połączenia.

Naprężenia σ_b wpobliżu szwu (rys. 3) są tylko 1,4 razy nie zaś 6 razy większe od σ_v jak by to wynikało z obliczeń przytoczonych wyżej, dzięki możności odkształcania się blachy płaszcza w lewo i w prawo od szwu. Zmienia to pierwotną wartość momentu gnącego.

Na odległości około 300 *mm* w szwie dwurzędnym w narzutkę naprężenia σ_b zanikają.

Należy przypuszczać, że jeżeliby na odległości mniejszej jak 300 *mm* znalazł się podobny i symetryczny do pierwszego szew dwurzędny w narzutkę naprężenia $\sigma_{b\ maks}$ byłyby większe, zbliżając się do wielkości



Rys. 3.

$\sigma_{b\ maks} = 6\sigma_v$ w miarę zmniejszenia tej odległości i nie osiągając tej wielkości wobec niemożności osiągnięcia całkowicie sztywnego połączenia.

Wobec złożonych zjawisk, jakie zachodzą w połączeniu nitowanem, zależność, wielkości $\frac{\sigma_{b\ maks}}{\sigma_v}$ od odległości takich szwów podłużnych symetrycznych, możnaby określić tylko metodą doświadczalną, podobną do tej, jaką stosował dr. Deiber.

*) Przy obliczaniu różnicy temperatur przyjmowano temperaturę pary nasyconej.

**) Por. *Technika*, r. 1924, str. 25-26.

[3]) Napotykaliśmy pojedyńczą łubkę w szwach podłużnych, wyłącznie jako łubkę zewnętrzną tej samej grubości co i blacha płaszcza, łączoną z każdej strony z płaszczem dwoma rzędami nitów (rys. 4).

Gdyby wprost można było zastosować tutaj zasadę składania skutków działania zespołów sił, to w wypadku rys. 4 otrzymalibyśmy w środkowym punkcie łubki $\frac{\sigma_b}{\sigma_v} = 2 \times 1{,}4 = 2{,}8$.

Jeżeliby pomiędzy $\frac{\sigma_{b\ maks}}{\sigma_v}$ i odległością szwów symetrycznych w narzutkę zachodziła tylko odwrotna proporcjonalność, biorąc pod uwagę odległość 120 *mm* pomiędzy środkami szwów w wypadku jednostronnej łubki (rys. 4), to wielkość $\frac{\sigma_{b\ maks}}{\sigma_v}$ w łubce pośrodku, gdzie kończą się krawędzie blachy płaszcza równałaby się $\frac{1{,}4 \times 300}{120} = 3{,}5$ (rys. 4, linja ciągła).

Wobec znaczniejszego jednak odkształcenia w nitach niż w wypadku małych naprężeń wielkość $\frac{\sigma_b}{\sigma_v}$ w łubce będzie mniejsza od tej, jaka by z funkcjonalnej zależności wynikała i wielkość $\frac{\sigma_b}{\sigma_v}$ przedstawi się mniej więcej jak wskazano na rysunku 4 linją punktowaną (nie przesądzając liczbowej wartości $\frac{\sigma_b}{\sigma_v}$).

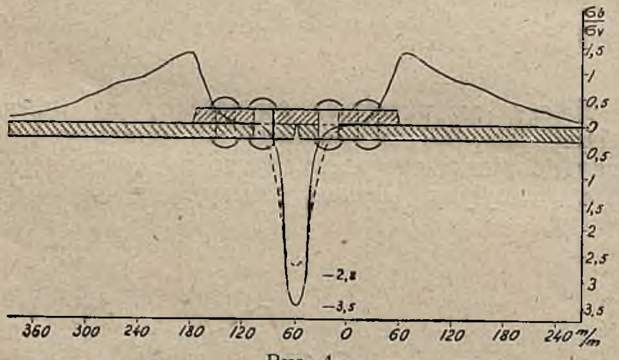
W wypadku rys. 3, gdzie $\sigma_v = 1$, a $\sigma_{b\ maks} = 1{,}4$; przy $K = 3600$ i współczynniku pewności 4,5 a stopniu pełności $z = 0{,}7$ naprężenie przy krawędzi uszczelnionej, to jest w pełnej blasze będzie w przybliżeniu

$$\sigma = \infty\ \frac{3600 \cdot (1{,}4 + 1)\,0{,}7}{4{,}5} = \infty\ 1350\ kg/cm^2$$

Naprężenie to dalekie jest jeszcze od granicy proporcjonalności i dlatego dla obciążeń zmieniających się od 0 do 1350 nie jest niebezpieczne.

Naprężenie pozostanie w miejscach uszczelnienia bez zmiany jeżeli na obwodzie walczaka znajdować się będzie nie jeden, lecz dwa szwy symetryczne w narzutkę pod warunkiem, że odległość między temi szwami będzie znaczna.

Gdyby tu można było stosować metodę składania skutków sił, to przy odległości środków szwów 600 *mm* mielibyśmy w samym środku takiej nakładki naprężenia $\sigma_b = 0$, gdyż w tym to akurat punkcie przecinałyby się z osią poziomą linje, przedstawiające wielkość naprężeń



Rys. 4.

od momentów gnących, pochodzących od jednego i drugiego symetrycznego połączenia, a przy odległości obu szwów równej 300 *mm* otrzymalibyśmy pomiędzy szwami σ_b prawie stałe i równe 1,4 jako wynik składania w każdym punkcie niezależnych od siebie działań na dany punkt momentów, mających swe źródło w jednym i drugim szwie.

Przy zmniejszaniu tej odległości naprężenia w nakładce w miejscach uszczelnienia potęgują się i osiągają wartość największą przy konstrukcji rys. 4. Już przy $\frac{\sigma_{b\ maks}}{\sigma_v} = 3$ wypadkowe naprężenie

$$\sigma = \infty\ \frac{3600 \cdot (3 + 1) \cdot 0{,}7}{4{,}5} = \infty\ 2240\ kg/cm^2,$$ które jako znajdujące się w pobliżu granicy sprężystości dla obciążeń zmieniających się od zera do tego naprężenia jest już niebezpieczne [4]).

Rozumowanie powyższe nie upoważnia do identyfikowania ze względu na pewność konstrukcji sposobu wykonania szwu rys. 1 i rys. 2, a więc i do przyjmowania jednakowych współczynników *x*. Potwierdza to i doświadczenie.

Autor niniejszego artykułu brał udział w komisji pracującej w Łodzi, która na zasadzie wielokrotnych wypadków pękania pojedyńczych łubek zewnętrznych albo podczas próby wodnej, albo podczas pracy, w kotłach pracujących od dwudziestu kilku lat w przemyśle łódzkim, badała łubki kotłów nietylko pękniętych, lecz i takich kotłów, które jeszcze nie zdradzały żadnych uszkodzeń.

Łubki znajdowano w mniejszym lub większym stopniu nadpęknięte najczęściej po środku, w pełnej blasze, rzadziej zaś stwierdzano tendencję pękania wzdłuż otworów nitowych w miejscu, któreby się na pierwszy rzut oka wydawać mogło najsłabszem. Odkształcenia stałe łubki stwierdzano w każdym wypadku. Nie stwierdzono jednak ani w jednym wypadku uszkodzeń blachy płaszcza w pobliżu łubki jednostronnej, pękniętej nieraz na całej grubości.

Nieznane mi też są również uszkodzenia szwów w narzutkę dla normalnie dotychczas przyjętych średnic i ciśnień, stosowanych prócz wypadków pęknięć wzdłuż otworów dla nitów powstałych już podczas samego procesu nitowania. Jest to jednak wadliwe wykonanie, nie zaś kardynalnie wadliwa konstrukcja [5]).

Nie można więc identyfikować obu konstrukcyj, rys. 1 i rys. 2, a pogląd na te dwie konstrukcje Norm Hamburskich należy uznać za bardzo daleki od odzwierciedlenia rzeczywistości.

Na stronicy 21 w rozdziale IX wyżej wspomnianych norm znajdujemy następujący wzór do obliczania płaskich dennic odwiniętych na wewnątrz:

$$S = \sqrt{\frac{3}{800}\frac{p}{K}}\left[d - r\left(1 + \frac{2r}{d}\right)\right]$$

gdzie S oznacza grubość blachy płaskiej dennicy
p „ największe wewnętrzne ciśn. w atm.
r „ wewnętrzny promień wygięcia wyoblenia
d „ wewnętrzną średnicę walcowej części płaskiej dennicy w *mm*
K „ doraźna wytrzymałość materjału w kg/mm^2

Nie wchodząc w szczegóły, z góry orzec można, iż wzór ten posiada cechy prawidłowości, gdyż uwzględnia wszystkie czynniki, które wpływają na wytrzymałość dennicy, a tem samem i na grubość blachy S wpływać powinny.

Inaczej rzecz się ma ze wzorem, przeznaczonym do obliczenia dennic wypukłych, podanym w tych samych normach na str. 25 rozdział X

$$S = \frac{pR}{200\,k}$$

gdzie R — wewnętrzny promień kulistej części
„ k — dopuszczalne naprężenie na rozerwanie
„ p i S jak we wzorze poprzednim.

Tutaj autorowie norm nie uwzględnili zupełnie pro-

---

4) Doświadczenia Woehler'a i innych wykazały, że przy wielokrotnie od zera powtarzanem rozciąganiu naprężenie rozrywające przypada w okolicy granicy sprężystości. Gdy rozciąganie i ściskanie odbywa się naprzemian, wytrzymałość na rozerwanie obniża się jeszcze bardziej i spada poniżej granicy sprężystości, tak, że rozerwanie następuje skutkiem szeregu rozciągań i ściskań, z których każde zosobna nie pozostawiłoby po sobie trwałych śladów.

5) Trochę inaczej rzecz by się przedstawiać mogła przy nakładce dość nawet szerokiej, to jest wtedy, kiedy sposób przynitowania takiej nakładki identyfikować można by z wypadkiem dwóch szwów symetrycznych znacznie od siebie oddalonych, o ile nakładka byłaby znacznie grubsza a tem samem i sztywniejsza od pozostałej blachy walczaka.

mienia zaokrąglenia przy przejściu od kulistej części do walcowej i obliczali jedynie wytrzymałość kulistej części dennicy i to w punktach najbardziej odległych od wyobleń [6]), gdyż tylko w takich punktach wpływ wyoblenia praktycznie może nie być brany w rachubę.

Taki wzór służyć może jedynie do zaspokojenia sumienia konstruktora, pod tym względem, że żadna część jego konstrukcji nie została wyznaczona bez obliczenia, nie odpowiada jednak istotnemu wymaganiu: obliczenia najsłabszego miejsca danej konstrukcji.

To też nigdy nie obserwujemy naderwań w kulistej części dennic, lecz zawsze na wyobleniach zarówno w kotłach płomienicowych jak i w innych.

O ile mi wiadomo belgijskie przepisy ograniczają wprost możność stosowania zbyt małych promieni dla wyobleń nie pozwalając w ten sposób przy grubszych blachach dla dennic na przejścia zbyt raptowne od części kulistej do cylindrycznej.

Na wytrzymałość wyoblenia dennicy, ogólnie rzecz biorąc wpływają: grubość blachy dennicy, ciśnienie w kotle, średnica walczaka, promień części wypukłej, oraz promień zaokrąglenia, a w kotłach płomienicowych jeszcze ilość płomienic; ich rodzaj (płomienice faliste, pierścienie Adamsona i t. d.), średnica, długość, grubość blachy i sposób rozmieszczenia osi płomienic względem osi kotła oraz wymiary rusztów, stopień forsowania paleniska.

Dla obliczania grubości blachy dennic kotłów nieposiadających płomienic do wzoru mogłoby wchodzić tylko ciśnienie i średnica, o ile pozostałe wielkości byłyby z góry uzależnione jedne od drugich, a więc: promień zaokrąglenia w zależności od grubości blachy, promień zaś kuli od średnicy walczaka.

Dla dennic kotłów płomienicowych przy znormalizowanym sposobie rozmieszczenia osi płomienic względem osi dennicy i średnicy płomienic w zależności od średnicy walczaka, możnaby skorygować wzór, opracowany dla dennic kotłów bez płomienic odpowiedniemi współczynnikami, uwzględniającemi właściwości płomienicy, jej długość i grubość blachy.

Przepisy więc Norm Hamburskich, dotyczące pojedyńczej łubki w szwie podłużnym walczaka i obliczania dennic wypukłych, nie można uznać za zadawalniające. Przepisy te wprowadziły w błąd niejednego konstruktora. Kotły z pojedyńczemi łubkami pękają jeden po drugim; bywają wypadki, iż na wyobleniach dennic znajdujemy naderwania w kotłach prawie nowych, które bardzo krótko pracowały, aczkolwiek dennica odpowiadała przepisom [7]).

Polska przystąpić ma do opracowania norm wytrzymałościowych dla kotłów.

Polskie przepisy powinny być lepsze od przepisów istniejących, gdyż jako później wydane mogą zachować co praktyczne z norm istniejących, unikając tego, co zostało obalone przez doświadczenie.

Spalanie mieszanek różnych gatunków węgla *).

Napisał Inż. **A. Wysokiński, Warszawa.**

Niema dotychczas żadnego ogólnego prawidła, którem można by się było kierować przy wyborze gatunku paliwa w celu utworzenia najodpowiedniejszej mieszanki. Jako jedyna metoda pozostają nadal próby na odparowalność przy normalnym trybie pracy kotłowni, prowadzone przez dłuższy okres czasu, aby błędy obserwacji mogły zostać względnie zrównoważone.

Sprawdzianem przy wyborze paliwa jest koszt wytworzenia tony pary, a ponieważ koszt ten zależy między innemi od dwuch czynników (zmiennych, zależnie od miejscowości), a mianowicie od ceny opału i kosztów przewozu, więc jeśli nawet można udzielić trafnej rady w poszczególnym przypadku, to byłoby nieostrożnością formułować na tej podstawie zasadę ogólną.

Pewne jednak wskazania ogólne są możliwe, a to zwracając uwagę na dwa czynniki, niezależne od warunków miejscowych, mianowicie:

zawartość części lotnych w paliwie i
tworzenie się zuzla.

Dwie te cechy paliwa mają pewien wpływ na przypuszczalną wartość mieszanki i uwzględniając je można przynajmniej wyłączyć przy wyborze gatunki, które w palenisku źle się będą godzić ze sobą.

Zawartość części lotnych w dwuch paliwach, przeznaczonych do zmieszania, nie powinna zbytnio się różnić. Węgle, zbliżone do antracytu, wymagają silnego ciągu, przy którym dodatek z dużą zawartością części lotnych spali się jak słoma. W każdym razie jest to tylko uwaga ogólna, gdyż w pewnych wypadkach, przy odpowiedniem ukształtowaniu się cen opału na miejscu, można z korzyścią stosować i taką mieszankę.

Doświadczenie jednak wskazuje, że dla otrzymania odpowiedniego dla kotłów paliwa mieszanego wskazane jest łączyć ze sobą takie dwa gatunki, których zawartość części lotnych waha się od 15 do 20%, przyczem różnica tej zawartości w obu gatunkach nie powinna w każdym razie przekraczać 15%.

Twierdzić można z całą pewnością, że w bardzo wielu wypadkach mieszanina dwuch paliw podnosi współczynnik sprawności cieplnej i zmniejsza koszt wytworzenia tony pary. Z tego też względu należy położyć nacisk na konieczność dokonywania prób na odparowalność w celu odpowiedniego doboru paliw.

Inną orjentację, pozwalającą na kierowanie się przy wyborze, otrzymać można obserwując tworzenie się zuzla. Jest to sprawa dość zawiła, gdyż wymaga szeregu badań specjalnych, aby określić mniej więcej dokładnie warunki powstawania zuzla.

Jako przyczynek do tej sprawy mogą służyć zamieszczone wykresy, na których wskazane zostały odparowanie i siła ciągu przy spalaniu 4 gatunków węgla, najpierw każdego z osobna, a następnie 5 wytworzonych z nich mieszanek.

Badania były dokonane z kotłem o pow. ogrz. 250 m^2 ze zwykłem paleniskiem. Punktem wyjścia każdego badania było oczyszczone palenisko i kocioł. Palacz miał polecone, aby nie poruszając nic na rusztach dorzucał węgla w miarę jego spalania i utrzymywał możliwie jednakowe odparowanie. Odparowanie to ustalone zostało na 400 *kg*/godz. i było sprawdzane zapomocą paromierza. Do rozporządzenia palacz miał tylko zasuwę ko-

	Popiołu	części lotnych	wartość cieplna	topliwość popiołu
Węgiel A .	10%	12%	7700	1330°
„ B .	13%	25%	7600	1370°
„ C .	10%	18%	7800	1290°
„ D .	10%	13%	7700	1320°

---

[6]) Pod nazwą tą rozumiemy przejście od powierzchni cylindrycznej dennicy do kulistej.

*) Według art. *H. Carr'a* w № 42 miesięcznika *„Chaleur et Industrie"* 1923 r.

[7]) Niewątpliwie wiele wypadków pękania na wyobleniu i wysadzania dennic należy przypisać nieodpowiedniej temperaturze podczas wytłaczania blach i wadliwej wogóle obróbce termicznej. Określone wymagania pod tym względem i kontrola ich wykonania mogłyby w znacznej mierze zmniejszyć ilość wypadków z dennicami.

minową, którą otwierał stopniowo, aby przezwyciężać opory na rusztach. Siła ciągu w palenisku mierzona była zapomocą ciągomierza z przyrządem zapisującym. Każde badanie trwało 8 godzin. Do badań użyto węgli o różnej zawartości popiołu i części lotnych i o różnych temperaturach topliwości popiołu.

Przy wyborze paliwa kierowano się względem, aby zawartość części lotnych była dostateczna dla opalania kotła przy ciągu naturalnym każdym gatunkiem poszczególnie i nie przekraczała granic, dopuszczalnych dla palenisk z ręczną obsługą.

Wynik badań przedstawiony jest na wykresach rys. 1.

Przy węglu *A* odparowanie spadało gwałtownie pomimo szybkiego wrostu depresji w palenisku w miarę otwierania zasuwy dymowej.

Przy węglu *C* temperatura w palenisku była nieco wyższa, powodując miejscowe zlewanie się zuzli.

O gatunku *D* powiedzieć można to samo, co i o węglu *A*.

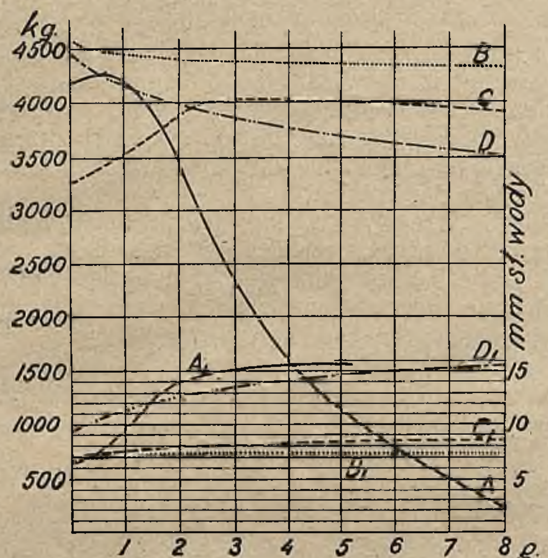
Prócz tego skład chemiczny popiołów ma swój wpływ na spoistość materjałów topliwych. Tak naprz. popiół który zawiera wapień w dużej ilości, przy pewnem studzeniu się na rusztach daje zuzel kruchy.

W ten sposób można ująć, że tworzenie się zuzla zależy:

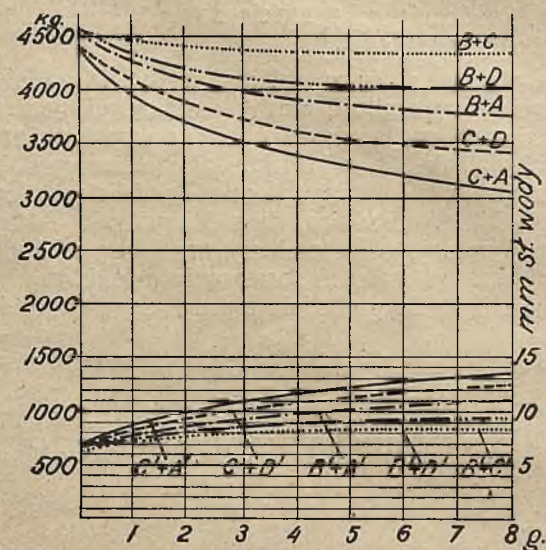
1° Od siły ognia (wysoka temperatura sprzyja tworzeniu).

2° Od topliwości popiołów.

3° Od zawartości w paliwie węglika stałego i wodoru, wpływających na zwiększenie wartości cieplnej paliwa.



Rys. 1.



Rys. 2.

Węgiel *B* przeciwnie dawał odparowanie, utrzymane w granicach wymaganych, bez zwiększania siły ciągu.

Węgiel *C* zachowywał się jak węgiel *B*, jednak z gorszym od niego wynikiem.

Przy węglu *D* odparowanie stopniowo spadało, a depresja w palenisku musiała być znacznie zwiększona.

Analiza tych 4 gatunków węgla nie daje żadnych podstaw do wnioskowania o przyczynie tak różnego zachowania się ich w palenisku. Jednak jakiś czynnik tu wpływał. Pewną wskazówkę w tej mierze daje obserwacja wydzielania się zuzla.

Węgiel *A* tworzył zuzel zwarty, rozlewający się na powierzchni rusztów jak lawa wulkaniczna.

Węgiel *B* dawał zuzel zwarty, lecz nie zlewający się i pozostawiający wolne miejsca dla przelotu powietrza.

Węgiel *C* tworzył zuzel, ktory zlewał się miejscami lecz słabo, i w każdym razie nie na tyle, aby powstawać mogła warstwa nieprzenikliwa dla powietrza.

Przy węglu *D* powstawał zuzel zlewający się w cienkie, dość przenikliwe warstwy, posiadające mnóstwo drobnych otworów, co nadawało im wygląd porowaty.

Tworzenie się zuzla było, jak widać, przy każdym gatunku węgla odmienne, zaś o przyczynach tej różnicy można wypowiedzieć pewne zdanie ogólne.

Węgiel *A*, jak większość węgli chudych rozwija wysoką temperaturę w palenisku, dochodzącą nieraz do punktu topliwości popiołów.

Przy węglu *B* temperatura w palenisku była niższa, punkt topliwości popiołu rzadko osiągany, co pozwala powiedzieć, że węgiel ten zawiera popiół praktycznie nietopliwy.

4° Od zawartości krzemu, tlenku żelaza, wapnia i t. p. (zlewanie się, szklistość).

Z węgli tych utworzone zostały mieszanki, po dwa gatunki razem, z równej ilości każdego gatunku i powstałe w ten sposób paliwo poddano badaniom w tych samych, co poprzednio, warunkach.

Otrzymane wyniki podają wykresy, umieszczone na rys. 2.

Należy stwierdzić, że mieszanie dwóch gatunków węgla niezwłocznie poprawiło warunki tworzenia się zuzla i zmniejszyło spadek odparowania. Zmieszanie paliw umożliwiło w każdym poszczególnym wypadku pędzenie kotła w ciągu 8 godzin bez czyszczenia paleniska i bez większego spadku odparowania przy posiłkowaniu się wyłącznie zasuwą dymową, pomimo że gatunek *A* dwukrotnie został użyty jako część składowa mieszaniny. Nie ulega przeto wątpliwości że mieszanie różnych gatunków opału może dać bardzo korzystne wyniki.

Bardziej ogólnie sprawa ta ma znaczenie przez to, że mieszanie paliwa pozwala:

1° na większą elastyczność dostaw,

2° na istotną oszczędność, jeśli wybór został trafnie dokonany,

3° na poprawę warunków tworzenia się zuzla,

4° przy dostawach opału z różnych źródeł na wytworzeniu pewnego, mniej więcej stałego paliwa nawet, wtedy, gdy chwilowo nie dostarczone zostały niektóre jego gatunki.

Te względy powinny zwrócić szczególną uwagę odbiorców węgla przy zakupach, gdyż przyznać trzeba że wielu przemysłowców, i to poważniejszych nawet nie umie kupować dla siebie opału.

Kursy dla palaczy Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.

1. KURSY W PRUSZKOWIE, TARCHOMINIE I TOMASZOWIE MAZOWIECKIM.

W ostatnim czasie zakończone zostały wykłady na kursach dla palaczy w Tomaszowie Mazowieckim (słuchaczy 32), w Tarchominie (słuchaczy 40) i w Pruszkowie pod Warszawą (słuchaczy 32).

2. KURSY DLA PALACZY KOTŁOWYCH W SOSNOWCU *).

od 4-go do 16-go lutego 1924.

Lista imienna egzaminowanych słuchaczy kursów.

I. Wyniki bardzo dobre:

Franciszek Barański, Leon Barański, Aleksander Bodziachowski, Jan Chmura, Władysław Grzebielucha, Józef Majewski, Józef Majchrzak, Jan Malczewski, Józef Młodzik, Andrzej Marczak, Walenty Sobień, Walenty Surma, Józef Furtacz i Jan Zielichowski.

II. Wyniki dobre:

Paweł Baranek, Leon Berger, Ludwik Bernard, Tomasz Cieśliński, Ignacy Chrzanowski, Hugo Czagala, Franciszek Czekaj, Antoni Danielewski. Feliks Dudek, Marceli Dymarski, Adam Dziechecki, Franciszek Fidyk, Wincenty Gałek, Piotr Gęborek, Jan Głowacki, Stanisław Gozdek, Wawrzyniec Groja, Władysław Grabowski, Marcin Jastrząb, Adam Jędrusik, Franciszek Kaczmarek, Stanisław Kozłowski, Jan Krzepkowski, Wojciech Kulka, Franciszek Kupisiewicz, Franciszek Krasiński, Piotr Koźmiński, Wacław Lenartowicz, Bolesław Lewandowski, Ludwik Łakomy, Józef Maj, Stanisław Markiewicz, Jan Musialik, Edward Musiał, Andrzej Mierzwińskł, Andrzej Nowak, Józef Nowak, Sebastjan Nowara, Jan Olszynka, Franciszek Pałasz, Stanisław Piekarz, Michał Przewoźniak Stanisław Piorun, Jakób Radwan, Henryk Rypel, Stefan Słomski, Jan Sokół, Michał Surdak, Idzi Szymaczek, Wincenty Tylac, Józef Wdowik, Ignacy Zimoński, Jan Żywot, Bartłomiej Żytko.

III. Wyniki dostateczne.

Walenty Baliński, Szczepan Banasik, Antoni Bień, Jan Bień, Piotr Bednarski, Franciszek Cade, Stanisław Chmizla, Leon Cianciara, Adam Czyżowski, Aleksander Drela, Władysław Domagalik, Bernard Gabryś, Władysław Gladlus, Jan Głuszek, Stanisław Gonciuk, Jan Gwoździk, Jan Jarzyński, Michał Jarząbek, Franciszek Jarosz, Józef Jankowski, Józej Kopalczyk, Kaźmierz Kapral, Antoni Kasprzyk, Józef Kipiński, Marjan Kirsz, Aleksander Kisiel, Paweł Klaczko, Bronisław Klimas, Michał Klich, Józef Knapczyk, Józef Kopacz, Izydor Kozioł, Michał Kowacki, Dydak Krysa, Jan Krzystanek, Ludwik Kubuśka, Józef Kuczek, Józef Kurzak, Piotr Kusa, Wawrzyniec Kwoka, Paweł Karcz, Andrzej Leksoń, Jan Lipski, Józef Łazarski, Stanisław Maciąg, Jan Maj, Władysław Malczewski, Wojciech Małek, Józef Marek, Feliks Matuszczyk, Bolesław Mikus, Andrzej Nagajczyk, Antoni Nowak, Jan Nowak, Wojciech Nowak, Wojciech Nowara, Paweł Nowiński, Józef Okulski, Franciszek Opałka, Ignacy Paszta, Jan Pieńkowski, Józef Pięta, Paweł Piotrowski, Romuald Piwowarczyk, Józef Pługaczewski, Michał Podsiadlik, Józef Polak, Wincenty Proszowski, Piotr Przeniosło, Józef Podraza, Mieczysław Rosa, Stanisław Siekierski, Zygmunt Siemiński, Antoni Słaby, Wincenty Sławiec, Szczepan Smędzik, Józef Sobieraj, Bolesław Stojek, Aleksander Suszek, Józef Szczepanik, Filip Ściański, Antoni Skuta, Jan Stańczyk, Stefan Tarnowski, Franciszek Terlecki, Jan Torbus, Franciszek Wojtyszko, Stanisław Wędzonka, Adam Wdowik, Franciszek Wieloch, Józef Winter, Franciszek Wrona, Leon Zawadzki, Franciszek Zimny, Franciszek Zołna, Aleksandcr Żółtowski, Paweł Żywotkiewicz.

Komunikaty Stowarzyszeń Dozoru Kotłów.

Sprawozdanie Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Poznaniu.

Z powodu braku miejsca na łamach „Techniki Cieplnej" podajemy niniejsze sprawozdanie w postaci streszczonej. Szczegółowe sprawozdanie ukaże się wzorem lat ubiegłych w oddzielnem wydawnictwie.

Najważniejsze liczby dotyczące dozoru obowiązkowego t. j. kotłów, naczyń pracujących pod ciśnieniem pary i dźwigów ujęte są w tablicy poniższej:

	Wojew. poznańskie		Wojew. pomorskie		Razem
	dozór czł.	dozór zlec.	dozór czł.	dozór zlec.	
1. Ilość przedsiębiorstw. . . .	1592	1596	114	1594	4896
A. Kotły parowe.					
2. Kotły stałe	1710	614	181	932	3437
3. „ przenośne	1678	1505	69	1239	4491
4. „ na statkach	16	27	1	12	56
5. „ na składzie u handlarzy	270		33		303
6. Ogólna ilość kotłów zarejestrowanych	5820		2467		8287
7. Kotły nieczynne wliczone w poz. 2—4	316		275		591
8. Wykonane rewizje:					
próby wodne.	1291		682		1973
rewizje wewnętrzne . . .	2416		747		3163
„ zewnętrzne. . . .	3426		1184		4610
ogólna ilość wykonanych rewizyj	7133		2613		9746
B. Naczynia pracujące pod ciśnieniem pary:					
9. Ilość naczyń pod dozorem. .	964		384		1348
10. Z pośród nich nieczynnych .	98		79		177
11. Wykonane rewizje:					
próby wodne	221		72		293
rewizje wewnętrzne . . .	341		130		471
„ zewnętrzne (nieobowiązkowe)	223		61		294
C. Dźwigi.					
Poddano rewizjom dźwigów. . .					193
Poddano egzaminowi przewodników dźwigowych					36
Opieczętowano jako niebezpieczne dla ruchu dźwigów					59

Bardzo charakterystycznym objawem dla rejonu naszej działalności obejmującej województwa pomorskie i poznańskie jest olbrzymia przewaga kotłów o małej powierzchni ogrzewalnej, czynnych — przeważnie w rolnictwie:

	wojew. poznańskie	wojew. pomorskie
kotłów poniżej 20 m²	3512 — 63,3 %	1588 — 65,5 %
„ od 20 — 50 „	1096 — 19,8 %	460 — 19,0 %
„ „ 50 — 100 „	754 — 13,6 %	293 — 12,1 %
„ „ 100 — 200 „	126 — 2,3 %	60 — 2,5 %
„ powyżej 200 „	56 — 1,0 %	21 — 0,9 %
przeciętna powierzchnia ogrzew.	30,4 m²	28,8 m² %

Również jako cecha kotłów rolniczych lub kotłów przemysłu ściśle związanego z rolnictwem występuje bardzo nieznaczna prężność robocza. Ilość kotłów pracujących pod ciśnieniem do 8 atm. włącznie wynosi istotnie 69,5 %.

*) Por. Technika Cieplna, 1924, str. 31.

Ilość kotłów typów lokomobilowego i parowozowego wynosi 5164 czyli 65,1% całej ilości kotłów, z czego 1155 przypada na kotły z wyciąganem paleniskiem a 4009 na kotły z paleniskiem skrzyniowem. Zbliżanie się do warunków normalnych w wykonywaniu bezpośrednich zadań Stowarzyszenia wykazuje zestawienie rewizyj zaległych i ich stosuuek do zaległości z d. 1.I.1921.

zaległości	dn. 1.I.1921.	dn. 1.I.1922.	dn. 1.I.1923.	dn. 1.I.1924
próba wodna	1109 — 100 %	820 — 74 %	403 — 36 %	233 — 20,9 %
rew. wewn.	2925 — 100 %	1513 — 52 %	548 — 19 %	294 — 10,1 %
„ zewn.	3380 — 100 %	1319 — 39 %	133 — 4 %	153 — 4,5 %

Obecne zaległości mają swe źródło w dwóch przyczynach. Jedną z nich jest konieczność przedłużania terminów rewizyj. W tym wypadku Stowarzyszenie korzysta nader oględnie z przysługującego mu prawa (art. 15 p. 13 rozp. z dn. 8.XI.1921) przedłużania terminów do 6 miesięcy. Drugą przyczyną wywołującą olbrzymią większość zaległości jest uchylanie się od rewizyj.

W jakim stopniu rewizje nie dochodzące do skutku wpływają na powstawanie zaległości i zwiększenie pracy personelu technicznego wskazują poniższe cyfry:

Nie doszło do skutku:	w r. 1922	w r. 1923.
prób wodnych	350	258
rewizyj wewn.	457	291
Razem	707	549
Powtórzono	w r. 1922	w r. 1923.
prób wodnych	225	207
rewizyj wewn.	359	245
Razem	584	452

Znaczna ilość nie dochodzących do skutku rewizyj zostaje zazwyczaj powtórzoną w tym samym roku, lecz nie można uniknać, aby pewien ich odsetek przeszedł do kategorji rewizyj zaległych.

Na dość znaczne polepszenie t. j. na zmniejszenie ilości rewizyj niedochodzących do skutku i powtórnych wpłynął stosowany przez nas, niestety, przymus, czyli opieczętowywanie kotłów po dwukrotnej rewizji bez skutku.

Z powodu uchylania się od rewizyj opieczętowano w r. 1922 — 122 kotły, a w r. 1923 — 43 kotły.

Z powodu stanu wymagającego natychmiastowej naprawy opieczętowano 54 kotły. Kotły zgłoszone jako nieczynne sa również opieczętowywane.

Należy zwrócić baczną uwagę na kotły używane, przywożone do Polski w znacznej ilości z Niemiec, a idące przeważnie przez Gdańsk. W większości wypadków jest to tandeta, — stare bardzo lokomobile ładnie pomalowane. Co się kryje pod odświeżoną otuliną, nabywcy nie wiedzą. W celu upewnienia się o rzeczywistym, najczęściej opłakanym stanie tych starych gratów żądamy przy wykonaniu pierwszej rewizji w Polsce nietylko otworzenia wszystkich dostępnych części kotła, ale i zdjęcia otuliny bez względu na jej zewnętrzny wygląd.

Najnowszy sposób przewożenia starych kotłów, głównie lokomobil przenośnych z Niemiec, o ile nie posiadają one książek kotłowych, polega na tem, że idą one do Gdańska, gdzie wyrabia się dla nich potrzebne dokumenty.

Musimy tu ostrzedz nabywców, że takich odtworzonych ad hoc dokumentów nie uznajemy. Wobec wątpliwości co do pochodzenia takich kotłów, musimy uważać je za kotły niewiadomego pochodzenia i stosować do nich art. 16 p. 7 przepisów z dn. 8.XI.1921.

Jakie rozmiary przyjął handel kotłami, szczególniej lokomobilami, dowodzą cyfry: w r. 1922 stwierdziliśmy 848 wypadków zmiany własności kotłów, a w r. 1923 już 1043 wypadki. Jeżeli dodać, że pewna ilość tranzakcyj potrafi zawsze uchylić się od rejestracji, to musimy dojść do przekonania, że niezdrowy ten objaw prowadzi jednocześnie do korzystnych dla pośredników tranzakcyj.

W dziale dozoru nad aparatami pracującemi pod ciśnieniem pary absolutna ilość wykonanych rewizyj nieco się zmniejszyła, ilość rewizyj zaległych zmniejszyła się natomiast bardzo poważnie. Zaległości w tym dziale przedstawiono w poniższej tablicy:

zaległości	1.I.1921	1.I.1922	1.I.1923	1.I.1924
próby wodne	366 — 100 %	309 — 92 %	160 — 48 %	61 — 16,7 %
rew. wewn.	460 — 100 %	312 — 68 %	109 — 24 %	59 — 12,8 %

Zakres działalności Stowarzyszeń dozoru kotłów w Polsce wogóle zmniejszył się nieco w roku ubiegłym, gdyż Ministerjum Robót Publicznych przyjęło należące do niego kotły pod swój własny dozór. Natomiast rozkazem Ministerjum Spraw Wojskowych uporządkowany został dozór kotłów będących w posiadaniu władz wojskowych.

Ilość czynności w dziale elektrotechnicznym zmniejszyła się nieco, lecz bynajmniej nie dlatego, aby stan instalacyj polepszył się, gdyż i nadal w większości wypadków pozostawia on bardzo wiele do życzenia. W ciągu roku sprawozdawczego zbadano 159 prądnic i silników, 42 zespoły zasobnic, 54 siecie rozdzielcze, 4 urządzenia licznikowe.

Dział robót cieplnych wskazuje na znaczny rozwój: zbadano i wyregulowano 51 maszyn parowych, 2 silniki Diesela, 3 instalacje centralnego ogrzewania, 5 instalacyj kotłów parowych.

Najobcszerniejszą z prac dokonanych były badania wszystkich typów lokomobil parowych wyrobu Tow. Akc. H. Cegielski w Poznaniu.

Przeprowadziliśmy również pomiary zużycia pary w jednej cukrowni.

PODZIAŁ KOTŁÓW WEDŁUG GAŁĘZI PRZEMYSŁU.

	Wojew. poznańskie		Wojew. pomorskie	
	Ilość kotłów	Ogólna pow. ogrzew. m²	Ilość kotłów	Ogólna pow. ogrzew. m²
1. Rolnictwo i ogrodnictwo	2903	42549	1238	16886
2. Górnictwo	21	1367	10	219
3. Przemysł mineralny (ceram., kamieniars., szkliwny	164	6143	59	2496
4. Hutnictwo i przerób metali	3	73	1	30
5. Przemysł maszynowy i elektrotechniczny	86	3151	28	1198
6. Chemiczny (zalicz. się także zapałki)	74	3752	8	200
7. Włókienniczy	8	398	2	125
8. Papierniczy	8	841	2	311
9. Garbarski i przetworów zwierzęcych	31	1028	8	173
10. Drzewny	289	13319	198	9585
11. Spożywczy (zal. także dekstr. krochm. tytoń)	1539	80809	680	30006
12. Odzieżowy i galanteryjny	6	254	5	409
13. Budowlany	75	1742	19	501
14. Poligraficzny	6	180	1	13
15. Urządzenia użyteczności publicznej	185	8812	96	5497
16. Komunikacje	116	3447	22	752
17. Inne kotły	36	654	57	1727
Razem	5550	168519	2434	70128

Sprawozdanie kasowe.

od dnia 1 stycznia do dnia 31 grudnia 1923.

WPŁYWY:

Pozostałość z r. 1922. *)	612,15	złp.	
na rach. dozoru kotłów	207,810,93	„	
„ „ warników	5,588,40	„	
„ „ robót nadzwyczajnych	1,371,13	„	
„ „ działu elektrycznego	2,396,46	„	
„ „ sum przechodnich	3,937,26	„	
„ „ różnych	5,496,14	„	
„ „ zaległości z lat ubiegłych	683,36	„	227,895,83

WYDATKI:

Na rach. pensji, emerytur, rozjazdów i ubezpieczeń			
„ „ należności z sum przechodnich	210.149,31	złp.	
„ „ komornego, opału i światła	1.262,35	„	
„ „ narzędzi technicznych	3.255,85	„	
„ „ druków, porta,, materj. pism. itp	3.683,33	„	
„ „ biblioteki	299,03	„	
„ „ różnych	443,35	„	
„ „ badań	874,45	„	219.967,67
Saldo kasowe na 31.XII. 1923 r.	874,45	„	7.928,16
			227.895,83

PODZIAŁ SALDA KASOWEGO.

kapitał obrotowy z r. 1922.	złp.	464,44	
„ zapasowy z r. 1922	złp.	48,07	
Zobowiązania z r. 1923. wypłacone w styczniu 1924.	„	4.601,76	
Do zwrotu jako zbyt wiele w płaconych.	„	732,22	5.846,49
Pozostałość gotówkowa na r. 1924.			2.081,67
			7.928,16.

*) w tem znajduje się:
kapitał obrotowy = złp. 464,44
„ zapasowy = „ 48,07

BIBLJOGRAFJA.

PRZEGLĄD KSIĄŻEK I PISM.

Bohdan Stefanowski profesor Politechniki Warszawskiej. **Termodynamika techniczna.** Wydanie Tow. bratniej pomocy studentów polit. warszawskiej z zapomogi M. W. R. i O. P. Warszawa 1923 r.

Polska literatura naukowa posiada już szereg poważnych prac z dziedziny termodynamiki teoretycznej. Zasady tej nauki traktowane z najogólniejszego energetycznego punktu widzenia, znajdujemy w dziele prof. *St. Patschkego*[1]), w rozprawach prof. *H. Czopowskiego*) z punktu widzenia zagadnień fizyki teoretycznej naukę tą traktują w swych dziełach profesorowie *Wł. Natanson*[3]) *i W. Świętosławski*[4])

W przyswojonej literaturze polskiej termodynamice *M. Marchis'a*[5]) w części drugiej, zatytułowanej **„Wstęp do badań nad motorami cieplnemi“**, znajdujemy termodynamikę gazów i par nasyconych, lecz również w ujęciu czysto teoretycznem, W. dziele inż. *S. Płużańskiego* **„Silniki spalinowe“** cz. I (1914) znajdujemy krótki wykład termodynamiki technicznej jedynie w zastosowaniu do tych silników Brakowało więc nam dotychczas podręcznika termodynamiki technicznej, w którym czytelnik mógłby znaleść zastosowanie termodynamiki gazów i par do silników, sprężarek i maszyn chłodniczych. Dlatego też w braku odpowiednich dzieł w języku ojczystym technicy polscy zmuszeni byli korzystać z podręczników w językach obcych. Największą popularnością cieszyły się u nas podręczniki prof. *W. Schüle'go* **„Technische Termodynamik,** (głównie tom I, rzadziej tom II[6]), oraz bardziej popularne dzieło tegoż autora[7]).

Tę poważną lukę w naszej literaturze technicznej wypełnia obecnie dzieło prof. Stefanowskiego. Autor wydał już poprzednio w r. akad. 1921/2 litografowany kurs swych wykładów dla wydziałów mechanicznego i elektrotechnicznego Polit, Warsz. (cz. I i II), a następnie jako część III zbiór zadań z termodynamiki z rozwiązaniami i aczkolwiek wydanie obecne przeznaczone dla szerszego grona techników różni się znacznie od poprzedniego, ogólny charakter dzieła jako kursu, wykładanego[8]) w wyższej uczelni pozostał ten sam, co w wydaniu poprzedniem. Znajdujemy więc w dziele tem wykład termodynamiki, ujęty z punktu widzenia fizyczno-technicznego i utrzymany na akademickim poziomie wiedzy, co w głównych zarysach charakteryzuje dzieło prof. Stefanowskiego zarówno pod względem treści, jak i pod względem metody wykładu, w dziele tem stosowanej.

A więc przedewszystkiem część pierwszą teoretyczną autor starał się wyłożyć krótko w zakresie niezbędnym do naukowego zgłębienia dalszych działów technicznych. Znajdujemy tu (oprócz wykładu ogólnych zasad termodynamiki) wyjaśnienie różnicy pomiędzy *pdv* pracą „zewnętrzną“ i *vdp* pracą „techniczną“, określenie potencjału termodynamicznego *i*, który posiada tak ważne znaczenie w teorji silników, analizę przemiany termodynamicznej przy dławieniu czynnika[9]) i t. p.

W części drugiej i trzeciej znajdujemy systematyczny wykład termodynamiki w zastosowaniu do teorji silników, a więc przedewszystkiem wykład własności gazów wraz z zastosowaniem do teorji sprężarek, następnie wykład własności pary nasyconej i przegrzanej ze specjalnem uwzględnieniem pary wodnej (która posiada już obecnie obszerną literaturę w językach obcych), oraz zastosowanie praw termodynamiki do tłokowej maszyny parowej; dalej znajdujemy teorję przepływu par i gazów wraz z teorją turbin pazowych. Teorji silników spalinowych") autor specjalnego miejsca nie udziela, lecz w rozdziale, traktującym o gazach, podaje jako przykłady teorję działania i wykresy silników Otto i Diesel'a[10]).

Starszy inżynier, który podczas długoletniej pracy zawodowej zapomniał zasad wykresów entropowych, lub nie miał możności zapoznać się z klasycznemi wykresami *I S* Molliera, z łatwością wiadomości swe z termodynamiki uzupełni, studjując cz. II i III dzieła prof. Stefanowskiego. Każdy technik, który chciałby przypomnieć sobie teorję działania turbin parowych lub maszyn compound, albo który chciałby zapoznać się z bilansem cieplnym maszyny parowej, lub zbadać, jakie korzyści daje stosowanie pary przegrzanej do silników, lub zapoznać się ze zjawiskami, jakie zachodzą w pompach podczas sprężania gazów, powinien przestudjować odpowiednie działy termodynamiki prof. Stefanowskiego.

Na szczególną uwagę zasługuje teorja maszyn chłodniczych, wyłożona z zastosowaniem wykresów entropowych, co nadzwyczaj ułatwia zrozumienie zjawisk, a czego brak widzimy w całym szeregu podręczników niemieckich, specjalnie traktujących o tych maszynach, a nawet i w termodynamice Schüle'go.

W cz. II autor zwraca ponadto uwagę na wyzyskanie ciepła pary odlotowej, które zmieniłoby zasadniczo charakter gospodarki cieplnej wielu zakładów przemysłowych, oraz podaje opis akumulatorów pary.

Dział ostatni (cz. IV) poświęcony jest zjawiskom fizyczno-chemicznym w paleniskach i generatorach. W części drugiej mówiąc o gazach, uator uwzględnia szczegółowo prawo Avogadry, podaje ciepło właściwe molowe, a następnie w IV cz. zwraca specjalną uwagę na zmiany objętości gazów wskutek reakcji chemicznych spalania (mówi o t. zw. kontrakcji): Uważny czytelnik powinien być wobec tego dostatecznie przygotowany do stosowania metody t. zw. molowej do matematycznej analizy przemian, zachodzących podczas spalania. Autor jednak zachowuje tradycję dawnych podręczników, traktujących o spalaniu, a pisanych przeważnie przez inżynierów mechaników i do analizy spalania ciał stałych stosuje metodę obliczeń wagową przy badaniu zaś spalania gazów (zadanie 61) kombinuje trzy metody: wagową, molową i objętościową (t. j. część obliczeń prowadzi na m³). Komplikuje to rozwiązanie zadania, zmusza do korzystania ze specjalnych spółczynników kontrakcji, do obliczania przeciętnych stałych gazowych *R* dla mieszanki gazowej i spalin, czego można było uniknąć, stosując w obliczeniach systematycznie tylko metodę molową. Jest to dowodem, że stosowanie tej lub owej metody przy matematycznej analizie zjawisk, zachodzących podczas spalania, przez chemików na korzyść metody molowej przesądzona, powinno być należycie przedyskutowane w naszej literaturze technicznej,

Tak więc połowę omawianego dzieła można uważać jako systematycznie wyłożoną *termodynamikę „stosowaną“*. To też w obszernym zakresie zjawisk cieplnych czytelnik dogodniej zorjentować się może według dzieła prof. Stefanowskiego, niż według t I wyżej wspomnianej **„Termodynamiki“ Schüle'go**. Stosowanie w wykładzie prof. Stefanowskiego różniczek, całek, pochodnych cząstkowych nie wyklucza możności korzystania z wielu działów tego dzieła przez czytelników, znających jedynie symbol różniczki i całki. Stosowanie wykładu do zagadnień praktycznych ułatwia 68 zadań ze szczegółowemi rozwiązaniami, z których pierwsze nie wychodzą z zakresu zadań elementarnych na prawa gazowe, a wśród następnych spotykamy skomplikowane zagadnienia z teorji silników.

Nad terminologją, w omawianem dziele stosowaną, bliżej zastanawiać się nie będę, ponieważ w sprawie tej, w najbliższym czasie oczekujemy opinji akademji nauk technicznych, zaznaczę jedynie, że prof. Stefanowski powraca do „cieplika“, stosuje „sprawność“ w znaczeniu skutku użytecznego, w wypadku specjalnym (w urządzeniach chłodniczych) — wydajność $\frac{Q_0}{L A}$ chłodzenia obok „skutku chłodzenia Q_0“. Rozróżnianie tych terminów wymaga pewnego głębszego zastanowienia, szczególniej od czytelnika, zajętego pracą zawodową. Szkoda wogóle, że autor nie uwzględnił specjalnych potrzeb czytelników tej ostatniej kategorji. Do potrzeb tych zaliczam 1) zestawienie terminów w rodzaju wyżej wymienionych, 2) zestawienie symboli szczególniej tych, które nie posiadają ogólnego zastosowania w literaturze (α, α_0 u_i w_i i t. p.,) a także 3) numerację równań i 4) powoływanie się przy wykładach na działy poprzednie. Rozumie się, że zestawienie symboli i terminów czytelnik może sam dla siebie przygotować, a wskutek braku powoływania się na działy i równania poprzednie, powinien on najpierw zorjentować się w całokształcie tego dzieła, a dopiero potem przystąpić do studjowania oddzielnych interesujących go działów. Braki te w stosunku do młodzieży studjującej termodynamikę po raz pierwszy mogą stanowić nawet pewną zaletę pedagogiczną, zmuszając studjującego do samodzielnego zgłębiania przedmiotu, czytelnik jednak, studjujący jedynie dorywczo w chwilach wolnych od pracy zawodowej, powinien być specjalnie uprzywilejowany.

Język posiada specjalne cechy doby obecnej, spotykamy w dziele tem zwroty: temperatura o wiele wyższa „jak“ (str. 254) „przed i po spalaniu“ (str. 359), „przed i po przemianie“ (str. 358), „według Callendar — Molliera.), które obecnie coraz częściej wkradają się do naszego piśmiennictwa, przeciwko czemu według mego zdania powinni protestować znawcy języka polskiego.*)

Pomimo tych drobnych usterek, na które pozwoliłem sobie zwrócić powyżej uwagę, dzieło prof. Stefanowskiego stanowi bardzo poważny dorobek naszej literatury technicznej i powinno znaleźć się w bibljotekach wszystkich naszych zakładów przemysłowych.

Prof. Cz. Grabowski.

[1]) **„Zasady termodynamiki“.** Warszawa 1912 r. W przedmowie autor mówi: „Można przy wprowadzaniu twierdzeń termodynamiki wcale własności fizycznych ośrodka materjalnego bliżej nie określać i ten najogólniejszy sposób dowodzenia zastosowany został w tej książce“.

[2]) **„Zasady energietyki“ „Wstęp do termodynamiki“** — odbitki z „Przeglądu Technicznego“ r. 1906 i 1907.

[3]) **„ Wstęp do fizyki teoretycznej“** (rok 1890), rozdz. V **„Zasady termodynamiki“**, rozdział VI **Stany materji“.**

[4]) **„Chemja fizyczna“** t. I. r. 1922 cz. I **Wstępne wiadomości z termodynamiki.**

[5]) Przekład *Marjana Grotowskiego* r. 1918.

[6]) **„Termodynamika wyższa“**, w której szereg działów wchodzi w zakres chemji fizycznej.

[7]) **„Leitfaden der Warmemechanik“.**

[8]) Na co sam autor zwraca uwagę w swej przedmowie, mówiąc o pewnej nierównomierności swego dzieła, wynikającej z podziału pokrewnych gałęzi wiedzy pomiędzy różne katedry.

[9]) Że zjawiskiem tem technik ma do czynienia, gdy dopływ pary do silnika przymyka, lub gdy przymyka parę ogrzewajacą jakikolwiek aparat, lecz niestety z istoty zjawisk, podczas dławienia zachodzących, niewielu techników zdaje sobie należycie sprawę.

[10]) Szczegółowa teorja termodynamiczna tych silników wyłożona została w litografowanym kursie **„Silników spalinowych“** cz. I prof *K. Taylora* według wykładów na wydziale mechanicznym Politechniki **Warszawskiej** 1922/3 r.

*) Czy należy mówić jak autor i ogół techników „przy temperaturze“, czy też „w temperaturze“, jak tego kategorycznie wymagają nasi chemicy,—uważam za kwestję otwartą.

Wydawca: Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Polsce. *Redaktor*: Inż. Technolog *Jan Komarnicki*
REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Księgarnia Techniczna, Warszawa, Fredry 2 m. 1 tel. 1-47.
PRENUMERATA KWARTALNA wynosi 3 złote, zesz. poj. — 1 złoty.
Redaktor przyjmuje w piątki pomiędzy godz. 18-ą a 20 tą.

OGŁOSZENIA.

JAK ZMNIEJSZYĆ KOSZTY WYTWÓRCZE?

Przemysłowcy dążący do zmniejszenia kosztów wytwórczych i zmniejszenia wydatków na zakup paliwa powinni:

1) Systematycznie badać warunki pracy kotłów parowych, stan otuliny kotłów i przewodów;
2) Dbać o szkolenie palaczy i instruowanie ich w zakresie odpowiedniej obsługi palenisk, kotłów i maszyn;
3) Kontrolować rozrząd silników zużywających niejednokrotnie skutkiem niedokładności stawideł nadmierne ilości pary;
4) Przeprowadzać badania porównawcze zużycia różnych gatunków paliwa w swych instalacjach cieplnych, w celu wyboru najodpowiedniejszego gatunku opału.

Stowarzyszenia Dozoru Kotłów posiadają w rozporządzeniu wszelkie środki do wykonania wyżej wymienionych badań i korzystają ze współpracy zespołu inżynierów specjalistów, stosujących współczesne metody pomiarowe i badawcze.

Stowarzyszenia Dozoru Kotłów udzielić mogą najzupełniej rzeczowych i bezstronnych porad i wskazówek, powodując się wyłącznie względami zabezpieczenia interesów właściciela instalacji.

Zgłoszenia kierować należy:

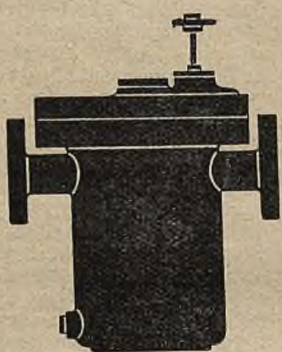
A) **Na terenie Warszawskiego Stowarzyszenia** do niżej wymienionych Biur Okręgowych tegoż Stowarzyszenia:

1) Warszawa, Chmielna 2 m. 6 (tymczasowy adres Okręgu Białostockiego). (tel. 275-45, 301-47, 95-06).
2) Warszawa, Nowy Świat 34 m. 12 (tel. 25-04).
3) Łódź, Piotrkowska 103 (tel 8-48).
4) Dąbrowa Górnicza, Al. 3 go Maja 11 (tel. 101).
5) Kraków, Karmelicka 45 (tel. 33-55).
6) Lwów, 29-go Listopada 14 (tel. 19-31).

B) **Na terenie Poznańskiego Stowarzyszenia:**

1) Poznań, Plac Nowomiejski 4 (tel. 30 14)
2) Bydgoszcz, Królowej Jadwigi 19 (tel. 2-70).
3) Grudziądz, Tuszewska Grobla 16 (tel. 185).
4) Ostrów, Raszkowska 54 (tel. 130).

Zmniejszenie kosztów wytwórczych stanowi o powodzeniu każdego przedsiębiorstwa.



FABRYKA OGRZEWAŃ CENTRALNYCH I APARATÓW

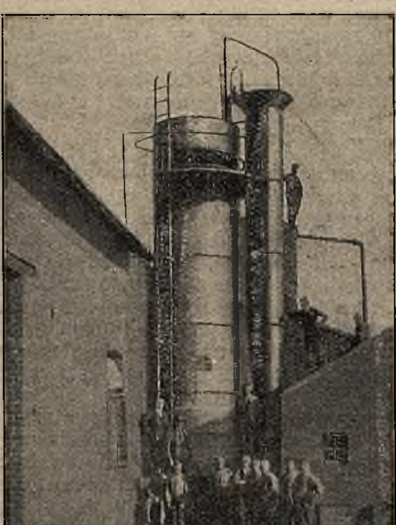
Inżynier J. H. B. TEEPE

GARNKI KONDENSACYJNE

jako 20 letnia specjalność. 30,000 sztuk w ruchu

ŁÓDŹ, ul. KOPERNIKA 40.

3—12



FILTROWANIE

wody do picia

wody użytkowej

wody zużytej

Odżeleźnianie

Zmiękczanie

Odkwaszanie

WODY

ITD. ORAZ WSZELKIE URZĄDZENIA ZUŻYTKOWANIA CIEPŁA

EKONOMIA

SP. Z OGR. ODP.

BIELSKO

SPECJALNA FIRMA DLA OCZYSZCZANIA WSZELKIEGO RODZAJU WODY UŻYTKOWEJ I DLA EKONOMJI CIEPŁA.

1—6

RUSZTY

DO

PALENISK STAŁYCH I RUCHOMYCH

DOSTARCZA

ODLEWNIA ŻELAZA I FABRYKA MASZYN

St. WEIGT i S-KA

W ŁODZI, UL. SENATORSKA № 22

TEL. 2-87. ADRES TEL. „WEIGTES".

2—3.

REPREZENTACJE:

BIURO INŻYNIERSKIE INŻ. J. ZYBERT, J. DĄDROWSKI I S-KA W WARSZAWIE, UL. ZŁOTA № 27

DRUKARNIA A. MICHALSKIEGO W WARSZAWIE, CHMIELNA 27.